

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 04119244 A

(43) Date of publication of application: 20.04.92

(51) Int. Cl

F16H 3/66

F16H 3/62

(21) Application number: 02234703

(71) Applicant: NISSAN MOTOR CO
LTDRHYTHM CORP

(22) Date of filing: 05.09.90

(72) Inventor: SUGANO KAZUHIKO
HIRAIWA KAZUMI

(54) PLANETARY GEAR TRAIN FOR AUTOMATIC
TRANSMISSION

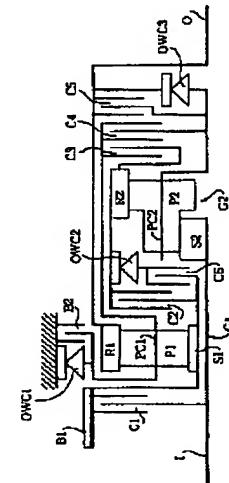
one way clutch OWC3 is arranged in parallel with the 5th clutch C5.

(57) Abstract:

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio

PURPOSE: To make the degree of the freedom of the setting of a speed change ratio large and make the number of friction elements as small as possible, by arranging the 1st one way clutch in parallel with the 2nd brake, and arranging what is the 6th clutch and the 2nd one way clutch connected in series, in parallel with the 2nd clutch, and arranging the 3rd one way clutch in parallel with the 5th clutch.

CONSTITUTION: Connection is made to the 2nd pinion carrier PC2 through the 4th clutch C4, and the 1st ring gear R1 is connected to an output shaft O, and connection is made to the 2nd pinion carrier PC2 through the 5th clutch C5, and out of the 2nd sun gear S2 and the 2nd ring gear R2, a gear different from what is connected to the 1st sun gear S1 and the 1st pinion carrier PC1, is connected directly to an input shaft I. And the 1st one way clutch OWC1 is arranged in parallel with the 2nd brake B2, and what is the 6th clutch C6 and the 2nd one way clutch OWC2 connected in series, is arranged in parallel with the 2nd clutch C2, and the 3rd



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特許公報 (B 2)

(11)特許番号

第2956173号

(45)発行日 平成11年(1999)10月4日

(24)登録日 平成11年(1999)7月23日

(51)Int.Cl.
F 16 H 3/66
3/62

識別記号

F I
F 16 H 3/66
3/62

A
Z

請求項の数 3 (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平2-234703
(22)出願日 平成2年(1990)9月5日
(65)公開番号 特開平4-119244
(43)公開日 平成4年(1992)4月20日
審査請求日 平成9年(1997)8月29日

(73)特許権者 99999999
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(72)発明者 菅野一彦
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日
産自動車株式会社内
(72)発明者 平岩一美
静岡県浜松市御前町283番地の3 リズ
ム自動車部品製造株式会社内
(74)代理人 弁理士 森哲也 (外3名)
審査官 田々井正吾
(56)参考文献 特開 昭62-37545 (J P, A)
特開 昭60-188646 (J P, A)
特開 昭62-147147 (J P, A)
特開 昭59-183147 (J P, A)

最終頁に続く

(54)【発明の名称】自動変速機の遊星歯車列

1

(57)【特許請求の範囲】
【請求項1】第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1ビニオンキャリヤからなる第1遊星歯車組と、第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2ビニオンキャリヤからなる第2遊星歯車組と、入力軸と、出力軸とを有し、第1サンギヤを、入力軸に第1クラッチを介して連結するとともに、第2リングギヤ及び第2サンギヤのうちいずれか一方で第2クラッチを介して連結し、さらにケースに第1ブレーキを介して固定可能とし、第1ビニオンキャリヤを、ケースに第2ブレーキを介して固定可能とするとともに、第2リングギヤ及び第2サンギヤのうち前記第1サンギヤに連結されるものと同じギヤに第3クラッチを介して連結し、さらに第2ビニオンキャリヤに第4クラッチを介して連結し、第1リングギヤを、出力軸に連結するととともに、第2ビニオンキャリヤに第5クラッチを介して連結し、第2サンギヤ及び第2リングギヤのうち前記第1サンギヤ及び第1ビニオンキャリヤに連結されるものとは別のギヤを入力軸に直接連結し、第2ブレーキには、並列に第1ワンウェイクラッチを配置し、第2クラッチには、第6クラッチと第2ワンウェイクラッチを直列に接続したものを並列に配置し、第5クラッチには、第3ワンウェイクラッチを並列に配置したことを特徴とする自動変速機の遊星歯車列。

10

【請求項2】第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1ビニオンキャリヤからなる第1遊星歯車組と、第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2ビニオンキャリヤからなる第2遊星歯車組と、入力軸と、出力軸とを有し、ニオンキャリヤに第5クラッチを介して連結し、第2サンギヤ及び第2リングギヤのうち前記第1サンギヤ及び第1ビニオンキャリヤに連結されるものとは別のギヤを入力軸に直接連結し、第2ブレーキには、並列に第1ワンウェイクラッチを配置し、第2クラッチには、第6クラッチと第2ワンウェイクラッチを直列に接続したものを並列に配置し、第5クラッチには、第3ワンウェイクラッチを並列に配置したことを特徴とする自動変速機の遊星歯車列。

2

第1サンギヤを、入力軸に第1及び第2クラッチを介して連結するとともに、ケースに第1ブレーキを介して固定可能とし、

第1ビニオンキャリヤを、ケースに第2ブレーキを介して固定可能にするとともに、第2リングギヤに第3クラッチを介して連結し、さらに第2ビニオンキャリヤに第4クラッチを介して連結し、

第1リングギヤを、出力軸に直接連結するとともに、第2ビニオンキャリヤに第5クラッチを介して連結し、第2サンギヤを、入力軸に直接連結し、

第1クラッチには、並列に第1ワンウェイクラッチを配置し、

第2ブレーキには、並列に第2ワンウェイクラッチを配置し、

第5クラッチには、第3ワンウェイクラッチと第6クラッチを直列にしたものと並列に配置したことを特徴とする自動変速機の遊星歯車列。

【請求項3】第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1ビニオンキャリヤからなる第1遊星歯車組と、第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2ビニオンキャリヤからなる第2遊星歯車組と、入力軸と、出力軸とを有し、

第1サンギヤを、入力軸に第1クラッチを介して連結するとともに、第2リングギヤに第2クラッチを介して連結し、さらにケースに第1ブレーキを介して固定可能とし、

第1ビニオンキャリヤを、ケースに第2ブレーキを介して固定可能にするとともに、第2サンギヤに第3クラッチを介して連結し、さらに第2ビニオンキャリヤに第4クラッチを介して連結し、

第1リングギヤを、出力軸に連結するとともに、第2ビニオンキャリヤに第5クラッチを介して連結し、さらに第5クラッチを介して第2ビニオンキャリヤに連結し、

第2サンギヤを入力軸に直接連結し、

第1ブレーキには、並列に第1ワンウェイクラッチを配置し、

第5クラッチには、並列に第2ワンウェイクラッチを配置した

ことを特徴とする自動変速機の遊星歯車列。

【発明の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

この発明は自動変速機の遊星歯車列に関し、特に前進6段の変速比を有し且つ前進7段の変速比も可能な自動変速機の遊星歯車列に関する。

【従来の技術】

従来の自動変速機の遊星歯車列としては、特開昭62-37545号公報及び特開昭62-147147号公報に記載されるものがある。前者は2組の遊星歯車組と6個の摩擦要素と3個のワンウェイクラッチとを具えていて前進6段の変速比を有するものであり、また後者は2組の遊星歯車

組と9個の摩擦要素を具えていて前進7段の変速比を有するものである。

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、前記従来技術にあっては、前者すなわち特開昭62-37545号公報記載のものは、例えば第1速の変速比と第2速の変速比との比のよう隣合う変速比どうしの比(段間比)を設定するにあたっての自由度が少なく、第1遊星歯車組のサンギヤとリングギヤのギヤ比及び第2遊星歯車組のサンギヤとリングギヤのギヤ比の比を変えると前記段間比が乱れて不適切な変速比になってしまうという問題がある。また後者すなわち特開昭62-147147号公報記載のものは摩擦要素の数が多いために、変速機の構造及び制御が複雑になるばかりかコスト高をもたらすという問題がある。

この発明は、前記従来技術の問題点に着目してなされたものであって、変速比の設定の自由度が大で且つ摩擦要素の数を可及的に少なくすることを目的としている。

【課題を解決するための手段】

この発明は、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1ビニオンキャリヤからなる第1遊星歯車組と、第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2ビニオンキャリヤからなる第2遊星歯車組と、入力軸と、出力軸とを有する自動変速機の遊星歯車列であることを前提としている。

さらに第1請求項に対応する発明としては、第1サンギヤを、入力軸に第1クラッチを介して連結するとともに、第2リングギヤ及び第2サンギヤのうちいずれか一方に第2クラッチを介して連結し、さらにケースに第1ブレーキを介して固定可能とし、第1ビニオンキャリヤを、ケースに第2ブレーキを介して固定可能にするとともに、第2リングギヤ及び第2サンギヤのうち前記第1サンギヤに連結されるものと同じギヤに第3クラッチを介して連結し、さらに第2ビニオンキャリヤに第4クラッチを介して連結し、第1リングギヤを、出力軸に連結するとともに、第2ビニオンキャリヤに第5クラッチを介して連結し、第2サンギヤ及び第2リングギヤのうち前記第1サンギヤ及び第1ビニオンキャリヤに連結されるものとは別のギヤを入力軸に直接連結し、第2ブレーキには、並列に第1ワンウェイクラッチを配置し、第2クラッチには、第6クラッチと第2ワンウェイクラッチを直列に接続したものを並列に配置し、第5クラッチには、第3ワンウェイクラッチを並列に配置したものとしている。

また、第2請求項に対応する発明としては、前記の前提に、さらに、第1サンギヤを、入力軸に第1及び第2クラッチを介して連結するとともに、ケースに第1ブレーキを介して固定可能とし、第1ビニオンキャリヤを、ケースに第2ブレーキを介して固定可能にするとともに、第2リングギヤに第3クラッチを介して連結し、さらに第2ビニオンキャリヤに第4クラッチを介して連結し、第1リングギヤを、出力軸に直接連結するととも

に、第2ビニオンキャリヤに第5クラッチを介して連結し、第2サンギヤを、入力軸に直接連結し、第1クラッチには、並列に第1ワンウェイクラッチを配置し、第2ブレーキには、並列に第2ワンウェイクラッチを配置し、第5クラッチには、第3ワンウェイクラッチと第6クラッチを直列にしたものと並列に配置したものとしている。

さらに、第3請求項に対応する発明としては、前記の前提に、さらに、第1サンギヤ、第1リングギヤ及び第1ビニオンキャリヤからなる第1遊星歯車組と、第2サンギヤ、第2リングギヤ及び第2ビニオンキャリヤからなる第2遊星歯車組と、入力軸と、出力軸とを有し、第1サンギヤを、入力軸に第1クラッチを介して連結するとともに、第2リングギヤに第2クラッチを介して連結し、さらにケースに第1ブレーキを介して固定可能とし、第1ビニオンキャリヤを、ケースに第2ブレーキを介して固定可能とするとともに、第2サンギヤに第3クラッチを介して連結し、さらに第2ビニオンキャリヤに第4クラッチを介して連結し、第1リングギヤを、出力軸に連結するとともに、第2ビニオンキャリヤに第5クラッチを介して連結し、さらに第5クラッチを介して第2ビニオンキャリヤに連結し、第2サンギヤを入力軸に直接連結し、第1ブレーキには、並列に第1ワンウェイクラッチを配置し、第5クラッチには、並列に第2ワンウェイクラッチを配置したものとしている。

これら各発明は解決しようとする課題を同一にしている。

【作用】

第1請求項に対応する遊星歯車列は、第1～6クラッチ(C1～6)と第1,2ブレーキ(B1,2)と、第1～3ワンウェイクラッチ(OWC1～3)とを後述の第2図において○印を付したように選択的に作動させることによりDレンジで前進6段の変速が可能になる。ここで、第2遊星歯車組の第2ビニオンキャリヤのビニオンに大径ギヤ部と小径ギヤ部とを形成すると、第2リングギヤに対する第2サンギヤの歯数比を大きくすることができて、自動車用変速機として好ましい変速比を得ることができる。なお、第2図においてDレンジ及びRレンジ(後退)では第2,5クラッチは全く作動していないが、図示しないLレンジ(オーバードライブのないレンジ)において動作せるものである。

第2請求項に対応する遊星歯車列は、第1～6クラッチ(C1～6)と第1,2ブレーキ(B1,2)と、第1～3ワンウェイクラッチ(OWC1～3)とを後述の第9図において○印を付したように選択的に作動させることによりDレンジで前進6段の変速が可能になる。ここで、第2遊星歯車組の第2ビニオンキャリヤのビニオンに大径ギヤ部と小径ギヤ部とを形成すると前記同様の作用を得ることができる。なお、この遊星歯車列ではDレンジ及びRレンジでは第5クラッチは全く作動していないが、前

記同様に図示しないLレンジにおいて動作せるものである。

第3請求項に対応する遊星歯車列は、第1～第5クラッチ(C1～5)と、第1,2ブレーキ(B1,2)と第1,2ワンウェイクラッチ(OWC1,2)とを後述の第12図において○印を付したように選択的に作動させることによりDレンジで前進5段の変速が可能になる。この遊星歯車列は前進6段型であるが上位の5段のみを使用する形態としている。

10 [実施例]

次にこの発明の実施例を説明する。

(第1実施例)

第1～6図は第1実施例であり、第1請求項に対応する。この自動変速機の遊星歯車列は、第1図に示すように、第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、入力軸I、出力軸O、第1～6クラッチC1～6、第1,2ブレーキB1,2、第1～3ワンウェイクラッチOWC1～3を有している。第1遊星歯車組G1は、第1サンギヤS1、第1リングギヤR1及びこれらに同時に噛合する第1ビニオンP1を支持する第1ビニオンキャリヤPC1を備えている。

また第2遊星歯車組G2は、同様に第2サンギヤS2、第2リングギヤR2及びこれら同時に噛合する第2ビニオンP2を支持する第2ビニオンキャリヤPC2を有していて、第2ビニオンP2は大径部が第2リングギヤR2に噛合し且つ小径部が第2サンギヤS2に噛合し、これによって第2リングギヤR2に対する第2サンギヤS2の歯数比(α)を大きくすることができる。

第1サンギヤS1は、入力軸Iに第1クラッチC1を介して締結又は開放可能に連結されるとともに、第2リングギヤR2に第2クラッチC2を介して締結又は開放可能に連結され、さらにケースに第1ブレーキB1を介して固定可能にされている。

第1ビニオンキャリヤPC1は、ケースに第2ブレーキB2を介して固定可能にされるとともに、第2リングギヤR2に第3クラッチC3を介して締結又は開放可能に連結され、さらに第2ビニオンキャリヤPC2に第4クラッチC4を介して連結されている。

第1リングギヤR2は、出力軸Oに直接連結されるとともに、第2ビニオンキャリヤPC2に第5クラッチC5を介して締結又は開放可能に連結されており、また第2サンギヤS2は入力軸Iに直接連結されている。

第2ブレーキB2には、並列に第1ワンウェイクラッチOWC1が配置され、第2クラッチC2には、第6クラッチC6と第2ワンウェイクラッチOWC2を直列に接続したものが並列に配置され、第5クラッチC5には、第3ワンウェイクラッチOWC3が並列に配置されている。

以上の構成を有する自動変速機の遊星歯車列では、各クラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチを、第2図に示す組合せで作動させることにより同図に示すようなDレンジにおける前進6段とRレンジの各変速比を得るこ

とができる。同図における○印が作動する構成要素であり、(○)印は動力伝達には無関係の動作となっている。

各変速比は第3図に示す通りである。ここで α_1 は第1サンギヤS1と第1リングギヤR1との歯数比であり、 α_2 は第2サンギヤS2と第2リングギヤR2との歯数比である。第3図には、 α_1 と α_2 の値の組合せを表内に記載した4種類とした場合の各変速比が記されている。同図に示されるように、 α_1 と α_2 との値を変化させても、第1～6速間における隣合う変速比どうしの比、すなわち段間比が適切に整合されたものとなっていることが分かる。したがって、各変速比の設定の自由度が大であることが理解できる。

ここで、Dレンジにおいては第2,5クラッチC2,5及び第2ブレーキB2は開放したままであり、第6クラッチは締結したままであるから、Dレンジにおける各変速段間での切換え時に動作を切り換える要素が少なく、変速タイミングの調整が容易である。また第3クラッチC3のみを締結することにより、第3図に示した第1速よりも大きな減速比を得ることができ、Dレンジを前進7段とすることもできる。すなわち、次式の変速比がこれである。

$$(1 + \alpha_1) + \frac{1}{\alpha_1 \cdot \alpha_2}$$

第4～6図は第1,2遊星歯車組G1,G2の各要素の回転速度の関係を示す線図である。すなわち、リングギヤR、ビニオンキャリヤPC、サンギヤSの回転数をそれぞれ N_r, N_p, N_s とし、サンギヤSの歯数/リングギヤRの歯数を α とすれば、これらの間には、

$$N_r + \alpha \times N_s - (1 + \alpha) \times N_p = 0$$

の関係式が成立する。したがって、サンギヤS、リングギヤR、ビニオンキャリヤPCの各回転数を示す縦軸をそれぞれS軸、R軸、PC軸とし、S軸とPC軸との間の距離と、PC軸とR軸との間の距離を α とするようにすれば、この座標上における任意の直線と、S軸、PC軸及びR軸との交点の座標は上記の式に示される関係を満足することになる。なお、2つの遊星歯車組を組み合わせた場合には、互いに連結されている要素を示す縦軸は同じ位置に描いている。この場合、入力軸(S2軸)に回転数1をとり、固定される要素に回転数0をとってこれらを直線で結び、この直線と出力軸との交点の座標が、入力軸に対する出力軸の回転比である。

第4図は線①が第1速、線③が第3速、線⑤が第6速を示しており、第5図は線②が第2速、線RがR(後進)レンジを示している。また第6図は線④が第4速を示しており、これらにおいて第5速は入力軸と出力軸の回転比が1対1であるから図示していない。

(第2実施例)

第7図は第2実施例を示しており、これも第1請求項

に対応している。すなわち、この実施例は、第2遊星歯車組G2のうち、入力軸Iに直接連結されるギヤと、第3クラッチC3を介して第1ビニオンキャリヤPC1に連結されるギヤとを、前記第1実施例とは逆に配置して、第2サンギヤS2を入力軸Iに直接連結する一方、第2リングギヤR2を第3クラッチC3を介して第1ビニオンキャリヤPC1に締結又は開放可能に連結しているものである。他は前記第1実施例と同一である。

(第3実施例)

10 10 第8～10図は第3実施例を示しており、これは第2請求項に対応していて、2組の遊星歯車組G1,2と、6個のクラッチC1～6と、2個のブレーキB1,2と、3個のワンウェイクラッチONC1～3とを用いた点は前記第1,2実施例と同一である。また、第2クラッチC2と第6クラッチC6の配置が第1実施例と相違し、また第8図における第1遊星歯車組G1と第2遊星歯車組G2の位置が第1,7図とは左右逆になっている、この点も前記第1実施例と相違しているが、他の連結関係は第1実施例と同一である。すなわち、第1サンギヤS1は、入力軸Iに第1及び第2クラッチC1,2を介して締結又は開放可能に連結され、且つケースに第1ブレーキB1を介して固定可能としている。

20 第1ビニオンキャリヤPC1は、ケースに第2ブレーキB2を介して固定可能にされており、第2リングギヤR2に第3クラッチC3を介して締結又は開放可能に連結され、さらに第2ビニオンキャリヤPC2に第4クラッチC4を介して締結又は開放可能に連結されている。

30 第1リングギヤR1は、出力軸Oに直接連結され、且つ第2ビニオンキャリヤPC2に第5クラッチC5を介して締結又は開放可能に連結され、さらに、第2サンギヤS2は、入力軸Iに直接連結されている。

第1クラッチC1には、並列に第1ワンウェイクラッチONC1が配置され、第2ブレーキB2には、並列に第2ワンウェイクラッチONC2が配置され、第5クラッチC5には、第3ワンウェイクラッチONC3と第6クラッチC6を直列にしたものと並列に配置してなる。

40 而して、この実施例の遊星歯車列では、各クラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチを、第9図に示す組合せで作動させることにより同図に示すようなDレンジにおける前進6段とRレンジの各変速比を得ることができる。この図においても○印が作動する構成要素であり、そのうち(○)印は動力伝達には無関係の動作となっている。

他の構成及び作用については前記第1実施例と同一である。

(第4実施例)

第10～12図は第4実施例を示しており、これは第3請求項に対応していて、2組の遊星歯車組G1,2と、2個のブレーキB1,2を用いる点は前記第1実施例と同一であるが、この実施例ではブレーキ及びワンウェイクラッチを

それぞれ2個としている。

すなわち、第1サンギヤS1は、入力軸Iに第1クラッチC1を介して締結又は開放可能に連結され、且つ第2リングギヤR2と第2クラッチC2を介して締結又は開放可能に連結され、さらにケースに第1ブレーキB1を介して固定可能とされている。

第1ビニオンキャリヤPC1は、ケースに第2ブレーキB2を介して固定可能になっており、第2サンギヤS2に第3クラッチC3を介して締結又は開放可能に連結され、さらに第2ビニオンキャリヤPC2に第4クラッチC4を介して締結又は開放可能に連結されている。

第1リングギヤG1は、出力軸Oに直接連結されるとともに、第2ビニオンキャリヤPC2に第5クラッチC5を介して締結又は開放可能に連結され、さらに第5クラッチC5を介して第2ビニオンキャリヤPC2に締結又は開放可能に連結され、第2サンギヤS2は入力軸Iに直接連結されている。

さらに、第1ブレーキB1には並列に第1ワンウェイクラッチOWC1が配置され、また第5クラッチC5には並列に第2ワンウェイクラッチOWC2が配置されている。

以上の構成を有する自動変速機の遊星歯車列では、各クラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチを第11図に示すような組合せで作動させることにより、同図に示すようなDレンジにおける前進5段とRレンジの後進段としレンジにおける前進4段の各変速比を得ることができる。同図における○印は第2図におけるものと同一の意味であって作動する要素を示している。

各変速比は第12図に示す通りである。ここで α_1, α_2 の意味は前記第1実施例と同一であり α_2 に対して α_1 の値を第12図の最上欄に示すように変化させた場合でも、第1～5速間における隣合う変速比どうしの比、すなわち段間比が適切に整合されたものとなっていることが分かる。したがって、ここでも各変速比の設定の自由度が大であることが理解できる。

ここで、Dレンジにおいては第1,5クラッチC1,5及び第2ブレーキB2は開放したままであるから、Dレンジにおける各変速段間での切換え時に動作を切り換える要素が少なく、変速タイミングの調整が容易である。

(第5実施例)

第13図は第5実施例を示しており、第10図に示した第4実施例の第1遊星歯車列G1と第2遊星歯車列G2の位置を、各要素の連結状態を同一にしたまま入れ換えたもの

である。したがって、この実施例の動作は第4実施例について説明したものと同一である。

【発明の効果】

以上説明したように、この発明にあっては、摩擦要素の数を可及的に少なくして、変速機の構造と制御を簡素化する一方、例えば第1速の変速比と第2速の変速比との比のよう隣合う変速比どうしの比(段間比)を設定するにあたっての自由度が大にして、第1遊星歯車組のサンギヤとリングギヤのギヤ比及び第2遊星歯車組のサンギヤとリングギヤのギヤ比の比を変えて、前記段間比整合した適切な変速比になる。このため、前記段間比を設定するにあたっての自由度が増大するから、自動車の設計思想に適合した段間比を容易に得ることができ

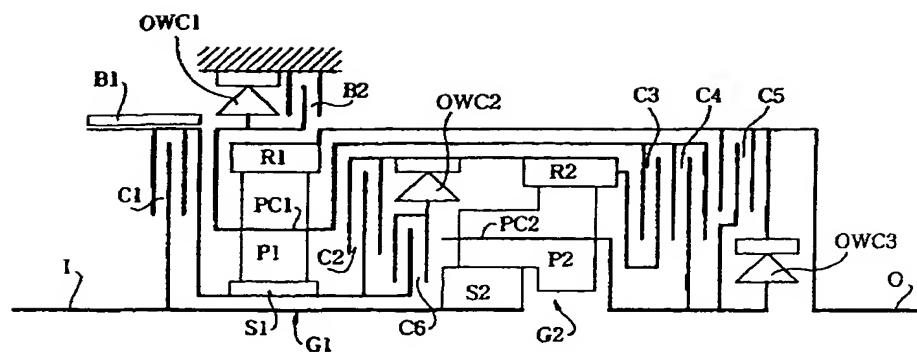
る。

【図面の簡単な説明】

第1図は第1実施例の遊星歯車列を示す説明図、第2図は第1図の遊星歯車列の各変速段において作動する部材の組合せを示す説明図、第3図は第2図の各変速段における変速比を示す説明図、第4図は第1実施例の第1,3,6速時における遊星歯車組の各要素の回転数の関係を示す説明図、第5図は第1実施例の第2速とRレンジにおける遊星歯車組の各要素の回転数の関係を示す説明図、第6図は第1実施例の第4速における遊星歯車組の各要素の回転数の関係を示す図説明、第7図は第2実施例の遊星歯車列を示す説明図、第8図は第3実施例の遊星歯車列を示す説明図、第9図は第8図の遊星歯車列の各変速段において作動する部材の組合せを示す説明図、第10図は第4実施例の遊星歯車列を示す説明図、第11図は第10図の遊星歯車列の各変速段において作動する部材の組合せを示す説明図、第12図は第10図の遊星歯車列の各変速段において作動する部材の組合せを示す説明図、第13図は第5実施例の遊星歯車列を示す説明図である。

I……入力軸、O……出力軸、G1……第1遊星歯車組、G2……第2遊星歯車組、S1……第1サンギヤ、S2……第2サンギヤ、P1……第1ビニオン、P2……第2ビニオン、PC1……第1ビニオンキャリヤ、PC2……第2ビニオンキャリヤ、R1……第1リングギヤ、R2……第2リングギヤ、C1～C6……第1～第6クラッチ、B1……第1ブレーキ、B2……第2ブレーキ、OWC1～OWC2……第1～第3ワンウェイクラッチ。

【第1図】



【第2図】

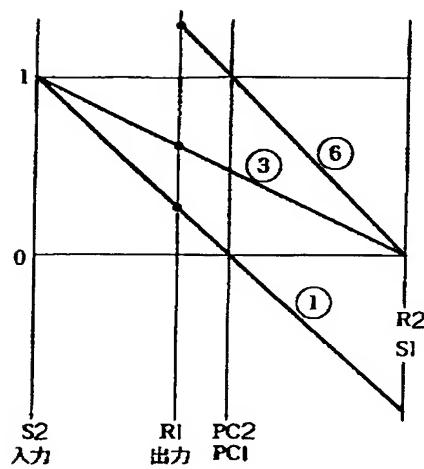
		C1	C2	C3	C4	C5	C6	B1	B2	OWC1	OWC2	OWC3
D	1				○		○			○	○	
	2						○	○			○	○
	3				○		○	○			○	
	4			○			○	○			○	○
	5			○	○		○				○	
	6			○	○		(○)	○				
	R	○							○			

() 内は動力伝達に無関係

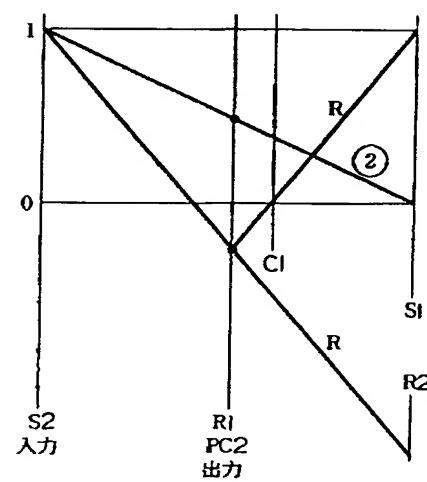
【第3図】

	α_1	α_2	0.32	0.35	0.35	0.30
1	$\frac{1}{\alpha_1 + \alpha_2}$		3.676	3.361	3.175	3.704
2	$\frac{1 + \alpha_2}{\alpha_2}$		2.176	2.176	2.111	2.111
3	$\frac{1 + \alpha_2}{\alpha_2 (1 + \alpha_1)}$		1.649	1.612	1.564	1.624
4	$\frac{\alpha_1 + \alpha_2 (1 + \alpha_1)}{\alpha_2 (1 + \alpha_1)}$		1.285	1.305	1.288	1.256
5	1		1.000	1.000	1.000	1.000
6	$\frac{1}{1 + \alpha_1}$		0.758	0.741	0.741	0.769
R	$\frac{-1}{\alpha_1}$		-3.13	-2.86	-2.86	-3.333

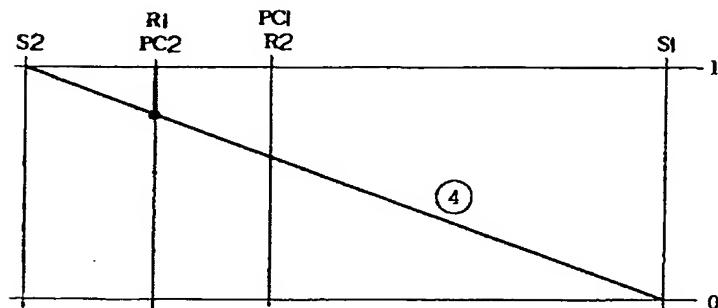
【第4図】



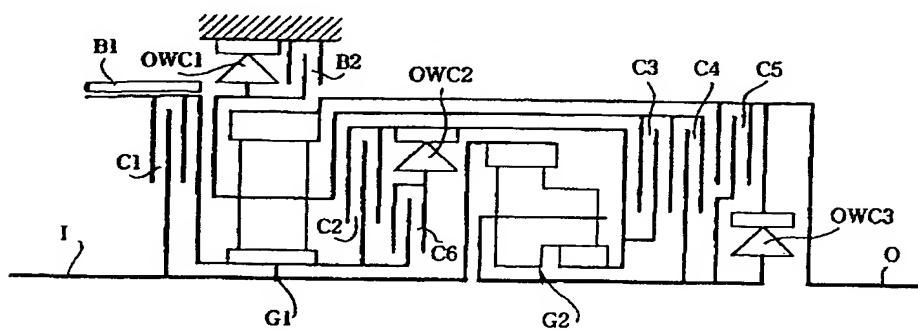
【第5図】



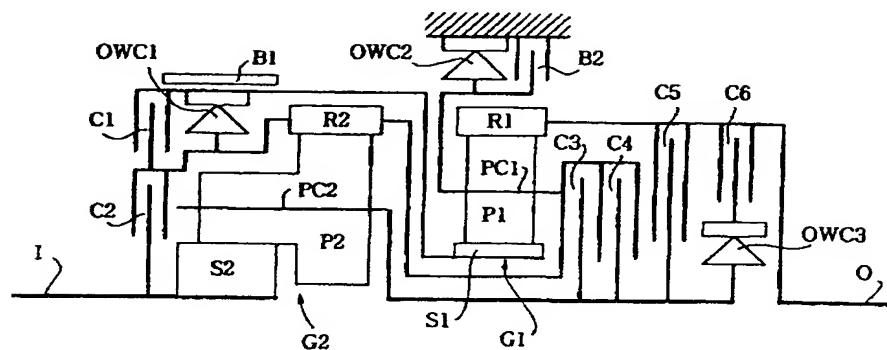
【第6図】



【第7図】



【第8図】

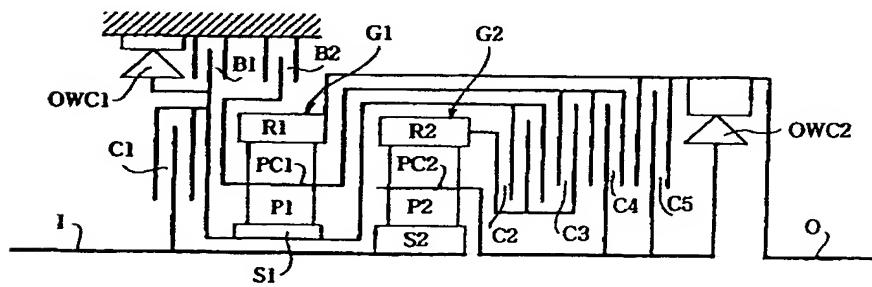


【第9図】

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	B1	B2	OWC1	OWC2	OWC3
D	1				○		(○)		○	○	
	2						○	○	○		
	3			○		(○)	○	○	○		
	4		○				○	○			○
	5	○	(○)				○				○
	6	○	○			(○)	○				
R	○	○						○			

(○) は動力伝達に無関係

【第10図】



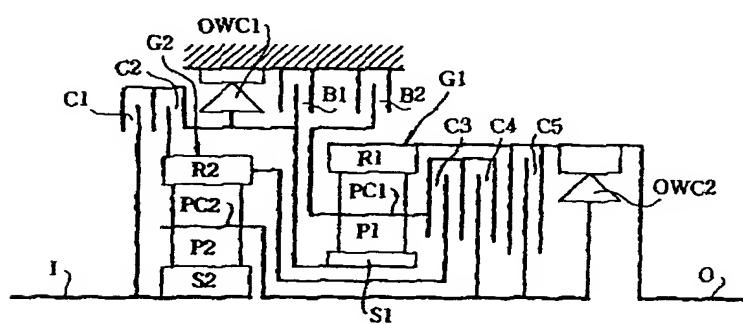
【第11図】

		C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	OWC 1	OWC 2
D	1		○						○	○
	2		○		○				○	
	3			○					○	○
	4			○	○					○
	5			○	○		○			
R		○						○		
L	1		○				○	○		
	2		○		○			○		
	3			○		○	○			
	4			○	○	○				

【第12図】

	α_1 α_2	0.40 0.35	0.45 0.35	0.50 0.35	0.55 0.35
1	$\frac{1+\alpha_1}{\alpha_1}$	3.500	3.222	3.000	2.818
2	$\frac{1+\alpha_1}{\alpha_1(1+\alpha_2)}$	2.593	2.387	2.222	2.088
3	$\frac{\alpha_2+\alpha_1(1+\alpha_2)}{\alpha_1(1+\alpha_2)}$	1.648	1.576	1.519	1.471
4	1	1.000	1.000	1.000	1.000
5	$\frac{1}{1+\alpha_2}$	0.741	0.741	0.741	0.741
R	$-\frac{1}{\alpha_2}$	-2.86	-2.86	-2.86	-2.86

【第13図】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl.)、DB名)

F16H 3/44 - 3/78